

Heat exchanger for operating with exhaust gases from reciprocating engines, in particular for heating motor vehicles

Patent number: DE3103198
Publication date: 1982-08-26
Inventor: SCHATZ OSKAR DR ING (DE)
Applicant: SCHATZ OSKAR
Classification:
- international: *B60H1/02; B60H1/20; F02G5/02; F28F27/02;*
B60H1/02; F02G5/00; F28F27/00; (IPC1-7): F28D21/00;
B60H1/18
- european: B60H1/02; B60H1/20; F02G5/02; F28F27/02
Application number: DE19813103198 19810130
Priority number(s): DE19813103198 19810130

Report a data error here

Abstract of DE3103198

A heat exchanger for operating with the exhaust gases from reciprocating engines, in particular for heating motor vehicles, at least one solely chargeable branch of the exhaust gas flow path, or the latter as a whole being limited in cross-section in such a way that a pressure difference of 0.1-5 bar exists between the inlet and the outlet and the flow velocity in this range is 100-500 m/s.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 31 03 198 A 1**

⑤① Int. Cl. 3:
F28D 21/00
B 60 H 1/18

②① Aktenzeichen:
②② Anmeldetag:
④③ Offenlegungstag:

P 31 03 198.6
30. 1. 81
26. 8. 82

⑦① Anmelder:
Schatz, Oskar, Dr.-Ing., 8031 Stockdorf, DE

⑦② Erfinder:
gleich Anmelder

DE 31 03 198 A 1

⑤④ **Wärmetauscher für den Betrieb mit Abgasen von Kolbenmotoren, insbesondere für die Beheizung von Kraftfahrzeugen**

Ein Wärmetauscher für den Betrieb mit den Abgasen von Kolbenmotoren, insbesondere für die Beheizung von Kraftfahrzeugen, wobei zumindest ein allein beaufschlagbarer Zweig des Abgasströmungsweges oder dieser insgesamt im Querschnitt derart beschränkt ist, daß zwischen dem Einlaß und dem Auslaß ein Druckunterschied von 0,1–5 bar besteht und die Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich 100–500 m/s beträgt.
(31 03 198)

DE 31 03 198 A 1

3103198
DIPLOM-INGENIEUR
HELMUT LAMPRECHT
PATENTANWALT

PROFESSIONAL REPRESENTATIVE BEFORE THE EUROPEAN PATENT OFFICE
CORNELIUSSTR. 42 · D-8000 MÜNCHEN 5 · TEL. 089/24 07 75 · TELEX 5 28 425

2989-90

Dr.-Ing. Oskar Schatz
Tellhöhe 14
8031 Stockdorf

Wärmetauscher für den Betrieb mit Abgasen von
Kolbenmotoren, insbesondere für die Beheizung von
Kraftfahrzeugen.

Ansprüche:

1. Wärmetauscher für den Betrieb mit Abgasen von Kolbenmotoren, insbesondere für die Beheizung von Kraftfahrzeugen, mit einem ersten, für ein wärmeaufnehmendes Strömungsmittel bestimmten Strömungsmittelkanal und mit einem zweiten,

- 2 -

zwischen einem Einlaß und einem Auslaß verlaufenden, durch eine Wärmetauscherfläche vom ersten Strömungsmittelkanal getrennten Strömungsmittelkanal für das Abgas, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein allein beaufschlagbarer Zweig (100, 110, 132) des zweiten Strömungsmittelkanals im Querschnitt derart beschränkt ist, daß zwischen Einlaß (44) und Auslaß (46) ein Druckunterschied von 0,1 - 5 bar besteht und die Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich 100 - 500 m/s beträgt.

2. Wärmetauscher nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Querschnittsbeschränkung auf den Gesamtquerschnitt des zweiten Strömungsmittelkanals erstreckt.
3. Wärmetauscher nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein erster Zweig (100, 110, 132) des zweiten Strömungsmittelkanals im Querschnitt beschränkt ist und parallel zu diesem ersten Zweig ein wahlweise absperrbarer Zweig zur Vergrößerung des Strömungsquerschnitts mindestens in einem solchen Ausmaß vorgesehen ist, daß der Druckunterschied im Bereich zwischen 0,01 und 0,5 bar und die Strömungsgeschwindigkeit im Bereich zwischen 50 und 200 m/s liegt.
4. Wärmetauscher nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß dem absperrbaren Zweig (98; 128, 130) eine Absperrvorrichtung (102) zugeordnet ist, welche zwischen der geschlossenen und der geöffneten Stellung stufenlos verstellbar ist.

5. Wärmetauscher nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein erster Zweig (100, 110) des zweiten Strömungsmittelkanals im Querschnitt beschränkt ist und auf diesen ersten Zweig ein zweiter Zweig (98) folgt, dessen Einströmseite (93) bei Öffnung einer Absperrvorrichtung mit der Einströmseite (95) des ersten Zweiges (100, 110) kurzschließbar ist, und daß der Querschnitt des zweiten Zweiges (98) mindestens so groß bemessen ist, daß in Kurzschlußstellung der Absperrvorrichtung (102) der Druckunterschied zwischen der Einströmseite des zweiten Zweiges (98) und dem Auslaß (46) 0,01 - 0,5 bar und die Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich zwischen 50 und 200 m/s beträgt.
6. Wärmetauscher nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Einlaß (44) mit einer Einströmkammer (94) und der Auslaß (46) mit einer Ausströmkammer (96) in Verbindung steht, daß der erste Zweig und der zweite Zweig aus den Kanälen (100, 110, 98) eines Systems paralleler Kanäle bestehen, welche von der Einströmkammer (94) ausgehen und von welchen die Rohre (100, 110) des ersten Zweiges in eine Zwischenkammer (108) münden, während der zweite Zweig (98) in die Ausströmkammer (96) mündet, und daß eine erste Hälfte (100) der Kanäle des ersten Zweiges im Bereich der Einströmkammer (94) durch die Absperrvorrichtung (102) in deren geschlossenem Zustand von der zweiten Hälfte (110) getrennt ist und

auf der dem Einlaß (44) zugewandten Seite der Absperrvorrichtung (102) in die Einströmkammer (94) mündet.

7. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß alle Wärmetauscherkanäle (98, 100, 110, 128, 130, 132) die gleiche Länge besitzen.
8. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Wärmetauscherrohr einen von einem Außenmantel (116) und einem Innenmantel (117) begrenzten ringförmigen Querschnitt besitzt und daß am Außenmantel radial auswärts und im gleichen Winkelbereich am Innenmantel radial einwärts vorspringende rippenartige Vorsprünge (118, 120) ausgebildet und mit Abstand über den Umfang verteilt sind.
9. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eine wahlweise zuschaltbare Drosselstelle im Bereich des Auslasses (46) vorgesehen ist.
10. Wärmetauscher nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die vom Abgas bestrichene Wärmetauscherfläche eine raue Oberfläche aufweist.

3103198

3103198

Dr. Schatz

- 5 -

2989-90

Wärmetauscher für den Betrieb mit Abgasen von Kolben-
motoren, insbesondere für die Beheizung von Kraftfahrzeugen.

Die Erfindung betrifft einen Wärmetauscher für den Betrieb mit Abgasen von Kolbenmotoren, insbesondere für die Beheizung von Kraftfahrzeugen, mit einem ersten, für ein wärmeaufnehmendes Strömungsmittel bestimmten Strömungsmittelkanal und mit einem zweiten, zwischen einem Einlaß und einem Auslaß verlaufenden, durch eine Wärmetauscherfläche vom ersten Strömungsmittelkanal getrennten Strömungsmittelkanal für das Abgas.

Wegen des Rückgangs luftgekühlter PKW-Motoren ist die Nutzung der Abgaswärme für Zwecke der Beheizung des Fahrzeuginnenraums in den letzten Jahren stark zurückgegangen. Bei Verwendung wassergekühlter Motoren ist eine leichte Beheizung mit dem Kühlwasser möglich, jedoch wird im Zuge der Maßnahmen zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs im Fahrzeugbau das Angebot an Kühlwärme des Motors immer geringer. Auf diese Weise entstehen bei besonders effizienten Motoren Heizungs-lücken, die durch den Einsatz von Zusatzheizungen behoben werden müssen.

Um die Wärmeabgabe des Motors an das Kühlmittel zu steigern, ist es bekannt, die Abgase aufzustauen, wodurch sich jedoch der Kraftstoffverbrauch des Motors und die Temperatur der Abgase, wie auch die Emission

von Giftstoffen erhöht. Die einzige noch realistische nutzbare Abwärmequelle zur Ausfüllung der beschriebenen Heizungslücken ist die Wärme der Abgase. Wird die Abgaswärme über einen Gas-Wasser-Wärmetauscher gewonnen und damit in das Heiz- und Kühlsystem des Fahrzeugs integriert, dann wird sogar noch eine positive Beeinflussung des Kraftstoffverbrauchs und der Abgasemission über die Anhebung des Temperaturniveaus des Motors möglich:

Einige der früher vorhandenen Probleme bei Abgaswärmetauschern, wie Wärmerisse durch thermische Spannungen und Zersetzung des Frostschutzmittels hat man dadurch überwunden, daß der Abgas-Wasser-Wärmetauscher im Bypass zum Abgassystem betrieben wird und nur dann mit Abgas beaufschlagt wird, wenn Wärmeleistung erforderlich ist. Dabei wird der Wärmetauscher ständig mit Wasser durchspült und auf diese Weise auf einer etwa konstanten Temperatur gehalten.

Das Kernproblem ist jedoch geblieben, nämlich die Abhängigkeit der nutzbaren Abwärme des Abgases von der Motorleistung. Diese schwankt bei Diesel- und bei Ottomotoren zwischen Höchstleistung und Leerlauf etwa im Verhältnis 200:1. Da die vom Kühlmittel des Motors abtransportierte Wärmemenge, die serienmäßig zur Beheizung des Innenraums zur Verfügung steht, ebenfalls von der Leistung des Motors abhängt, ist der Bedarf an zusätzlicher Heizleistung dort am höchsten, wo die nutzbare Abwärme im Abgas am geringsten ist. Dies führt zu rela-

tiv großflächigen und damit großvolumigen und schweren Wärmetauschern. Diese Tendenz läuft den Bestrebungen zur Senkung des Fahrzeuggewichts und der damit verbundenen Verringerung des zur Verfügung stehenden Platzes zuwider. Da andererseits bei geringer Motorleistung nicht nur die Abgasmengen gering sind, sondern auch die Abgastemperaturen, besteht der Wunsch, die Wärmestromdichte durch andere Maßnahmen zu erhöhen.

Eine wirksame Maßnahme ist die Erhöhung der Geschwindigkeit des Abgases entlang der vom Abgas bestrichenen Wärmetauscherfläche. Mit der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit steigt die Wärmedurchgangszahl, auch k-Wert genannt, welche insbesondere bei Gasen eine Funktion der Strömungsgeschwindigkeit ist. Von diesem k-Wert hängen im hohen Maße Kosten, Bauvolumen und Gewicht eines Wärmetauschers ab.

Der Erhöhung der Gasgeschwindigkeit sind jedoch wirtschaftliche Grenzen gesetzt. Zur Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit werden die Strömungsquerschnitte verringert. Um die mit der höheren Strömungsgeschwindigkeit erforderliche höhere Druckdifferenz zu erbringen, müssen zur Förderung des Gases dienende Gebläse, sowie die Motoren zum Antrieb dieser Gebläse, entsprechend aufwendiger ausgelegt werden. Weiterhin steigen die Betriebskosten durch den höheren Energieverbrauch beträchtlich.

Beim Einsatz in Kraftfahrzeugen, insbesondere bei Personenkraftwagen, wiegen die Maßnahmen zur Erhöhung

der Strömungsgeschwindigkeit bei Wärmetauschern besonders schwer. Durch die geräteseitigen Veränderungen werden Kosten, Gewicht und Bauvolumen negativ beeinflusst. Das Aufbringen der für den Betrieb der Wärmetauscher erforderlichen Gebläseenergie erfordert weitere Maßnahmen. Zunächst muß sichergestellt werden, daß die erforderliche Gebläseleistung dem Gebläsemotor zugeführt werden kann, hierzu wäre eine Verstärkung der Lichtmaschine erforderlich, was weitere Gewichts Nachteile und auch eine nachteilige Vergrößerung des Bauvolumens mit sich bringen würde. Der wichtigste Faktor bei dem Betrieb eines Gebläses mit höherer Druckleistung ist jedoch der besonders ungünstige Wirkungsgrad beim Aufbringen der erforderlichen Antriebsleistung. Zunächst muß die Druckenergie, die für eine Erhöhung der Durchflußgeschwindigkeiten erforderlich ist, um ein mehrfaches angehoben werden. Zudem sind die Wirkungsgrade im Kraftfahrzeug sehr ungünstig, weil mehrere Geräte mit schlechtem Wirkungsgrad multiplikativ miteinander verbunden sind. Die Kette besteht aus folgenden Gliedern:

höhere Druckenergie x schlechter Wirkungsgrad des Kreiselgebläses x schlechter Wirkungsgrad des Gebläsemotors x schlechter Wirkungsgrad der Lichtmaschine x schlechter Wirkungsgrad des Fahrzeugmotors.

Ein Teil der Verluste des Kraftfahrzeugsmotors kann zwar für Heizungszwecke rückgewonnen werden, die Verluste bei Lichtmaschine, Gebläsemotor und Gebläse selbst sind jedoch in vollem Umfang zu berücksichtigen.

Aus diesem Grunde wird es bisher für unwirtschaftlich angesehen, Wärmetauscher für Fahrzeuge mit hohen Geschwindigkeiten zu beaufschlagen. Daraus erwuchs die branchenübliche Norm, Wärmetauscher bei Kraftfahrzeugen mit einem möglichst niedrigen Druckverlust zu betreiben, d.h. mit einer möglichst niedrigen Strömungsgeschwindigkeit. Daraus ergeben sich branchenübliche Wärmedurchgangszahlen (k-Werte) zwischen 20 - 50 Watt/qm/Grad Kelvin.

Es ist bekannt, Abgaswärmetauscher von Kraftfahrzeugen mit Kolbenmotoren direkt mit dem Auspuffsystem des Motors zu verbinden, so daß die Verwendung eigener Gebläse überflüssig wird. Aufgrund der branchenüblichen Norm, Wärmetauscher mit niedrigem Druck und niedrigen Durchströmgeschwindigkeiten zu betreiben, werden auch diese Wärmetauscher konventionell ausgelegt. Dies ist, wie sich nachfolgend noch ergibt, die Folge eines unbegründeten Vorurteils.

Abgaswärmetauscher konventioneller Bauart weisen den Nachteil auf, daß sie umso effektiver sind, je höher die Motorbelastung ist und je weniger sie deshalb gebraucht werden, und umso ineffizienter, je geringer die Motorbelastung ist, also je mehr sie gebraucht werden.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen mit den Abgasen von Kolbenmotoren betreibbaren Wärmetauscher zu schaffen, welcher gezielt im Bereich niedriger Motorbelastung eingesetzt werden kann, um in diesem Betriebszustand das Wärmedefizit z.B. einer Fahrzeugheizung auszugleichen, der also so ausgebildet sein muß, daß er die Abgasenergie erhöht.

Vorzugsweise soll der Wärmetauscher sich aber auch dazu eignen, ohne großen Aufwand auch raum- und gewichtsparend im Bereich mittlerer Motorbelastung Wärme aus dem Abgas nutzbar zu machen.

Die Lösung der gestellten Aufgabe besteht darin, daß zumindest ein allein beaufschlagbarer Zweig des zweiten Strömungsmittelkanals im Querschnitt derart beschränkt ist, daß zwischen Einlaß und Auslaß ein Druckunterschied von 0,1 - 5 bar besteht und die Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich 100 - 500 m/s beträgt.

Diese Lösung hat zur Folge, daß im Gegensatz zum konventionellen Wärmetauscher trotz geringer Motorbelastung hohe Wärmestromdichten erzielt werden können. Die starke Beschränkung des Strömungsquerschnitts erzeugt einen Abgasstau, welcher die Abgastemperatur erhöht, was sich unmittelbar am Wärmetauscher vorteilhaft auswirkt, andererseits wird die Kühlwassertemperatur ebenfalls erhöht, was sich an der normalen Fahrzeugheizung positiv auswirkt. Die durch die Querschnittsbeschränkung erzielten Strömungsgeschwindigkeiten sind so hoch, daß beträchtliche

Reibung erzeugt wird, die zur Temperaturerhöhung des Gases und damit zu einer Verbesserung der Wärmestromdichte führt. Außerdem werden durch die sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten relativ hohe Aufstauungen erzeugt, mit einer entsprechenden Temperatursteigerung der Abgase im Motor. Außerdem steigt die Dichte der Abgase wesentlich, wodurch die Wärmedurchgangszahl erhöht wird. Die Wärmedurchgangszahl steigt etwa mit der 0,8ten Potenz der Dichte der Abgase. Wegen des hohen Reibungsanteils kann man diese Wärmetauscherbauart kurz als "Reibungswärmetauscher" bezeichnen. Die Wirkung kann noch dadurch verbessert werden, daß die vom Abgas bestrichenen Wärmetauscherflächen eine besonders rauhe Oberfläche erhalten. Hinsichtlich der Wärmestromdichte beim Reibungswärmetauscher wirken also folgende Faktoren zusammen: hohe Temperaturdifferenz durch den Stau effekt, hohe Wärmedurchgangszahl durch höhere Dichte, hohe Wärmedurchgangszahl durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit entlang der Wärmetauscherfläche und hohe Temperaturentwicklung durch Reibung der Gase an den Wärmetauscherflächen.

Eine vorteilhafte Ausgestaltung besteht darin, daß ein erster Zweig des zweiten Strömungsmittelkanals im Querschnitt beschränkt ist und parallel zu diesem ersten Zweig ein wahlweise absperrbarer Zweig zur Vergrößerung des Strömungsquerschnitts mindestens in einem solchen Ausmaß vorgesehen ist, daß der Druckunterschied im Bereich zwischen 0,01 und 0,5 bar und die Strömungsgeschwindigkeit im Bereich zwischen 50 und 200 m/s liegt.

Wird der absperrbare Zweig freigegeben, so wirkt der Wärmetauscher nicht mehr als "Reibungswärmetauscher", d.h. die Reibung kann vernachlässigt werden. Jedoch entsteht durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit eine Wärmestromdichte bzw. ein k-Wert, die bzw. der ausreicht, um bei mittlerer Motorbelastung das Heizungsdefizit mit einem Wärmetauscher zu decken, der gegenüber den konventionellen Wärmetauschern ein geringeres Bauvolumen und ein geringeres Gewicht aufweist, der also intensiver wirkt und deshalb nachfolgend auch als "Intensivwärmetauscher" bezeichnet wird.

Eine andere vorteilhafte Ausführungsform besteht darin, daß ein erster Zweig des zweiten Strömungsmittelkanals im Querschnitt beschränkt ist und auf diesen ersten Zweig ein zweiter Zweig folgt, dessen Einströmseite bei Öffnung einer Absperrvorrichtung mit der Einströmseite des ersten Zweigs kurzschließbar ist, und daß der Querschnitt des zweiten Zweiges mindestens so groß bemessen ist, daß in Kurzschlußstellung der Absperrvorrichtung der Druckunterschied zwischen der Einströmseite des zweiten Zweiges und dem Auslaß 0,01 - 0,5 bar und die Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich zwischen 50 und 200 m/s beträgt.

Bei dieser Lösung durchströmt im "Reibungsbetrieb", also bei niedriger Motorbelastung das Abgas zunächst den als "Reibungswärmetauscher" wirksamen ersten Zweig und anschließend noch den zweiten Zweig, der also noch

zusätzliche Wärmetauscherwirkung ergibt, und insbesondere zur Rückgewinnung der kinetischen Energie der mit hoher Geschwindigkeit aus dem Reibungswärmetauscher austretenden Gase dient, während bei geöffneter Absperrvorrichtung das Abgas sofort in den im Querschnitt weiteren Zweig einströmen kann, so daß der Wärmetauscher als "Intensivwärmetauscher" in der für mittlere Motorbelastung optimalen Weise wirksam wird.

Andere vorteilhafte Ausgestaltungen ergeben sich noch aus den Unteransprüchen.

Anhand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele der Erfindung wird diese näher erläutert.

Es zeigt:

- Fig. 1 einen schematischen Querschnitt durch eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Wärmetauschers,
- Fig. 2 einen Querschnitt durch eine andere Ausführungsform,
- Fig. 3 einen Querschnitt durch eine dritte Ausführungsform und
- Fig. 4 einen Querschnitt durch ein Wärmetauscherrohr mit sehr engem Querschnitt.

Die Fig. 1 zeigt einen Wärmetauscher 92 mit einer Einströmkammer 94 und einer Ausströmkammer 96, wobei sich zwischen den beiden Kammern 94 und 96 ein Wärmetauscherrohr 98 mit großem Querschnitt und ein Wärmetauscherrohr 100 mit dem gegenüber wesentlich kleinerem Quer-

schnitt erstreckt. Die Einströmkammer wird durch eine mit einer verstellbaren Klappe 102 versehene Trennwand 104 in zwei Teilkammern 94a und 94b unterteilt und zwar derart, daß die dem Zufluß 44 benachbarte Teilkammer 94a unmittelbar mit dem Wärmetauscherrohr 100 mit geringem Querschnitt in Verbindung steht, während die Teilkammer 94b, welche mit dem Wärmetauscherrohr 98 mit großem Querschnitt verbunden ist, erst nach Öffnung der Klappe 102 über die Teilkammer 94a erreichbar ist. Ist die Klappe 102 geöffnet, so stehen beide Wärmetauscherrohre 98 und 100 mit dem Zufluß 44 in Verbindung, wobei die mit geringer Geschwindigkeit stattfindende Strömung überwiegend über das Wärmetauscherrohr 98 stattfinden wird. Wird die Klappe 102 geschlossen, so erfolgt die Strömung zunehmend über das Wärmetauscherrohr 100 mit geringem Querschnitt, verbunden mit einer entsprechenden Stauwirkung und einer Erhöhung der Dichte und der Strömungsgeschwindigkeit des Abgases. Der Druckunterschied zwischen Zufluß 44 und Abfluß 46 beträgt bei diesem Betriebszustand als "Reibungswärmetauscher" 0,1 - 5 bar, die Strömungsgeschwindigkeit liegt bei 100 - 500 m/s.

Die Fig. 2 zeigt eine prinzipiell der Konstruktion nach Fig. 1 ähnliche Ausführungsform, wobei jedoch Wärmetauscherrohre 128, 130 und 130 mit gleichem Querschnitt verwendet werden. Das auf der dem Einlaß 44 zugewandten Seite der Klappe 102 von der Teilkammer 121a ausgehende, der Funktion als Reibungswärmetauscher dienende Rohr ist mit 132 bezeichnet. Der Gesamtquer-

schnitt der Rohre 128, 130 und 132 ist so bemessen, daß bei geöffneter Klappe 102 zwischen Einlaß 44 und Auslaß 46 ein Druckunterschied von 0,01 - 0,5 bar und eine Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich von 50 - 200 m/s auftritt und der Wärmetauscher als "Intensivwärmetauscher" wirksam wird.

Die Ausführungsform nach Fig. 3 unterscheidet sich von der Konstruktion nach den Fig. 1 und 2 einmal dadurch, daß die Wärmetauscherrohre, die hier mit 100, 110 und 98 bezeichnet sind, bei geöffneter Klappe 102 nicht parallel zueinander wirksam werden, und daß der Strömungsweg durch den Reibungswärmetauscher, welcher durch die Rohre 100 und 110 gebildet wird, doppelt so lang ist wie die Rohrlänge, weil das Rohr 100 zunächst in eine Zwischenkammer 108 mündet, von welcher aus das Rohr 110 wieder in die Einströmkammer 94 zurückführt, aber in die durch die Klappe 102 vom Einlaß 44 getrennte Teilkammer 94b, von wo aus das Abgas noch das Wärmetauscherrohr 98 durchqueren muß, um zum Auslaß 46 zu gelangen. Bei geschlossener Klappe 102 hat das auf der Eintrittsseite 93 in das Wärmetauscherrohr 98 eintretende Gas bereits einen Reibungswärmetauscher von gegenüber den Fig. 1 und 2 doppelter Länge durchlaufen, was auch zu einer Steigerung des Reibungseinflusses führt, worauf dann der zusätzliche Weg durch das Rohr 98, das selbst keine Wirkung als Reibungswärmetauscher ausübt, die Wirkung dieses Wärmetauschers 106 noch weiter erhöht.

Wird die Klappe 102 geöffnet, so wird das Gas sofort den Weg über die Einlaßseite 93 in das Wärmetauscherrohr 98 nehmen, weil der Weg über die Einlaßseite 95 des Wärmetauscherrohrs 100 wieder in die Einströmkammer 94 zurückführt, welche in diesem Fall als eine Einheit aus den Teilkammern 94a und 94b zu betrachten ist.

Die Zwischenkammer 108 ist durch eine Trennwand 112 von der Ausströmkammer 96 getrennt.

In Fig. 4 ist ein Querschnitt durch ein Wärmetauscherrohr gezeigt, welches ringförmig mit nach innen und außen gerichteten rippenartigen Vorsprüngen 118 bzw. 120 versehen ist und welches dadurch eine besonders große Wärmetauscherfläche in Bezug auf den Querschnitt zur Verfügung stellt. Für den Betrieb als Reibungswärmetauscher weisen die einander zugewandten Oberflächen des Außenrohrs 116 und des Innenrohrs 117 eine besonders rauhe Oberfläche auf.

17

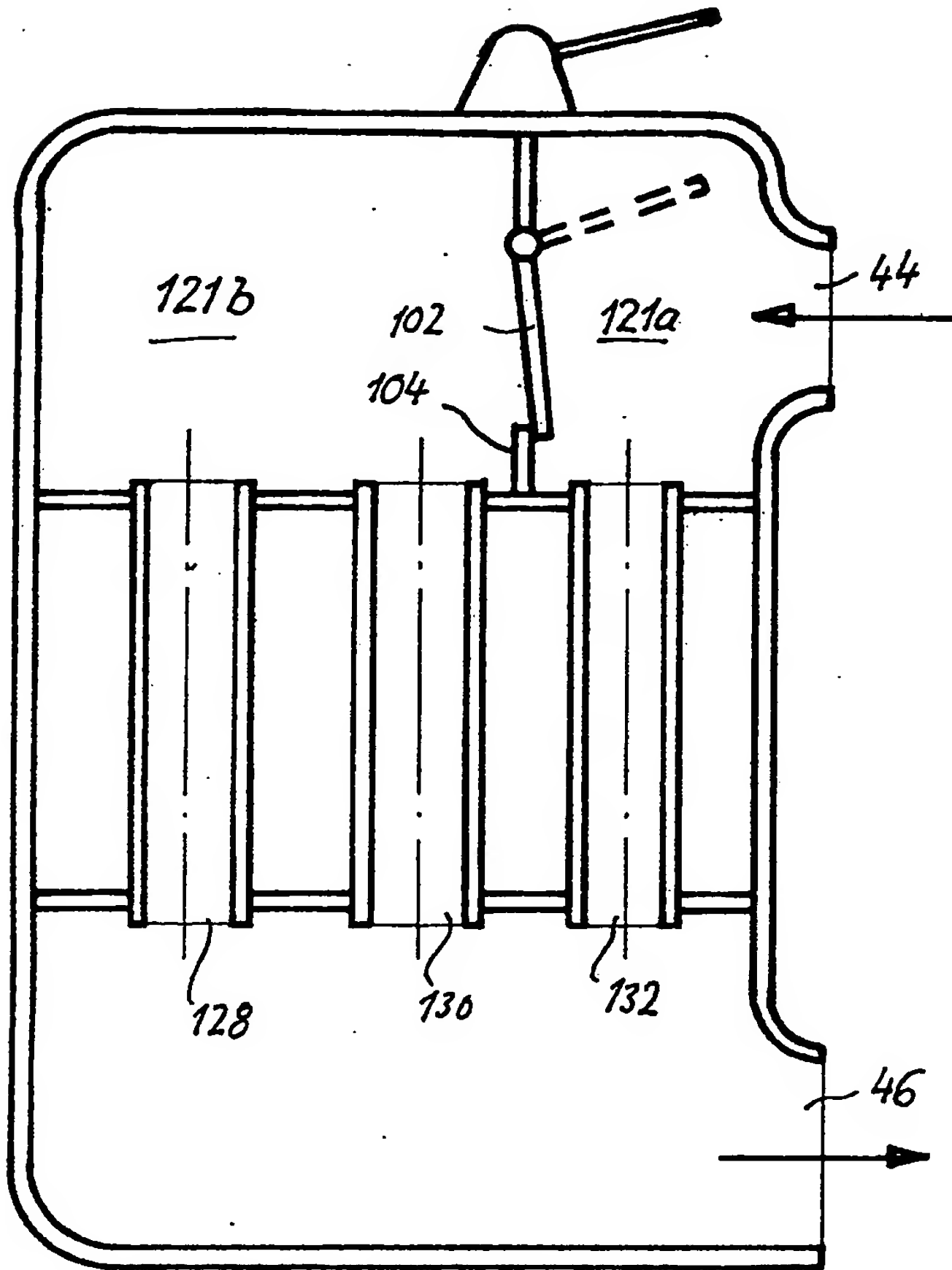


Fig. 2

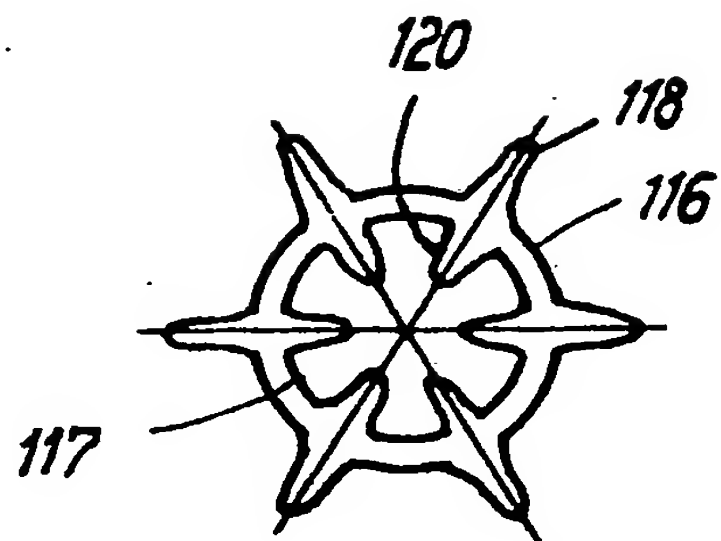


Fig. 4

3103198

18

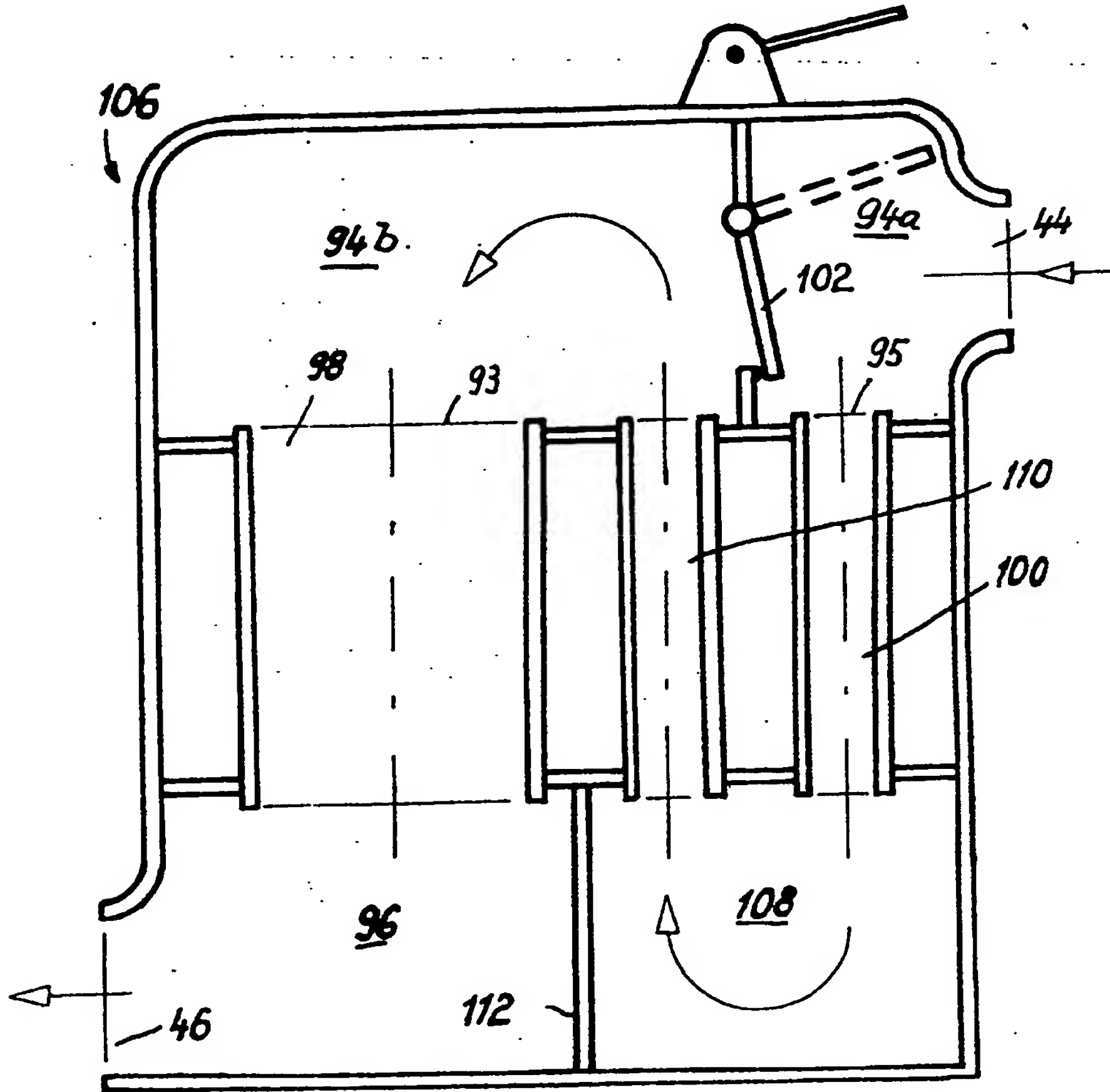


Fig. 3